

© EPODOC / EPO

PN - FR2440498 A 19800530  
 PD - 1980-05-30  
 PR - FR19780031367 19781106  
 OPD - 1978-11-06  
 PA - JACKMAN CHARLES  
 EC - F16H15/38  
 IC - F16H15/44 ; F16H37/08 ; F16H47/00 ; B60K17/04  
 © WPI / DERWENT

TI - Friction transmission with opposed toric races - has conical roller which engages opposed surfaces  
 contg. race groove of driving and driven shafts

PR - US19770781561 19770328;US19750640021 19751211

PN - US4126052 A 19781121 DW197848 000pp

- GB2032540 A 19800508 DW198019 000pp

- DE2847919 A 19800522 DW198022 000pp

- FR2440498 A 19800704 DW198033 000pp

- IT1106450 B 19851111 DW198715 000pp

PA - (JACK-I) JACKMAN C W


IC - B60K17/04 ; F16H15/10 ; F16H37/08 ; F16H47/00

IN - JACKMAN C W

AB - US4126052 The transmission comprises a driving member and a driven member mounted for rotation about a common axis. The members have oppositely facing annular arcuate surfaces and at least one roller contacts the surfaces. The roller is supported in the roller carrier by a resilient device with its axis intersecting the common axis of the members.

- The annular surfaces of the driving and driven members have a configuration such that lines tangent to the periphery of the roller and the races converge at the intersection of the axes of rotation of the roller and the common axis of the members at all positions of the roller giving a true rolling action in the manner of cones with a common apex. An hydraulic device applies a force to the roller in the direction of the roller axis proportional to the driving load.

OPD - 1975-12-11

AN - 1978-K6126A 

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

A1

**DEMANDE  
DE BREVET D'INVENTION**

(21)

**N° 78 31367**

---

(54) **Transmission par galets de friction.**

(51) **Classification internationale. (Int. Cl 3) F 16 H 15/44; B 60 K 17/04; F 16 H 37/08, 47/00.**

(22) **Date de dépôt ..... 6 novembre 1978, à 15 h 43 mn.**

(33) (32) (31) **Priorité revendiquée :**

(41) **Date de la mise à la disposition du  
public de la demande ..... B.O.P.I. — «Listes» n. 22 du 30-5-1980.**

---

(71) **Déposant : JACKMAN Charles Wesley, résidant aux Etats-Unis d'Amérique.**

(72) **Invention de :**

(73) **Titulaire : Idem (71)**

(74) **Mandataire : Cabinet Simonnot.**

La présente invention concerne une transmission par galets de friction, comportant des pistes toriques de roulements opposées et des galets coniques interposés.

Il a été proposé jusqu'à présent de réaliser une  
5 transmission par galets de friction en utilisant des éléments coaxiaux menant et mené présentant des surfaces toriques de roulement se faisant face, entre lesquelles et au contact desquelles sont disposés des galets. Les axes des galets coupent l'axe commun des éléments menant et mené et en inclinant les galets  
10 le long de l'axe des éléments menant et mené, on obtient une transmission à rapport variable. On sait jusqu'à présent que, lorsque les tangentes aux points de contact ne convergent pas au point d'intersection des axes des galets et de l'axe des éléments menant et mené, il se produit un glissement ou tournoiement qui se traduit par une usure et une perte de la force effective de traction.

Parmi les caractéristiques de l'invention on peut citer :

1. Une véritable action de roulement pour éliminer  
20 le tournoiement ou "spin" sur les zones de contact. Les lignes tangentes aux surfaces en contact rejoignent toujours l'axe de l'arbre principal à l'intersection des axes des galets.

2. Une véritable action de roulement comme entre des cônes ayant un sommet commun, de façon à ne pas nécessiter  
25 de lubrification des zones en contact. L'espace dans lequel les galets fonctionnent peut être fermé hermétiquement et vidangé pour éviter tout dépôt de lubrifiant sur les surfaces de frottement. Il est possible d'augmenter davantage le coefficient de frottement par le choix des matériaux utilisés pour les pistes  
30 de roulement et les galets et peut-être par des revêtements ou d'autres moyens. Il est possible d'obtenir des coefficients de frottement qui sont plusieurs fois supérieurs à ceux obtenus avec des surfaces lubrifiées. Ceci atténue la pression de contact nécessaire et permet d'utiliser des paliers de butée classiques de dimensions raisonnables.

3. Des engrenages différentiels planétaires pour neutraliser le mouvement de l'arbre de sortie à une position (rapport) spécifique des galets. Ceci donne (a) une position neutre ou fixe lorsque la transmission est entièrement en prise

et en fonctionnement et (b) un mouvement progressif en marche avant au fur et à mesure que le rapport augmente et (c) un mouvement en marche arrière au fur et à mesure que le rapport diminue. Eventuellement, les engrenages différentiels peuvent être contournés et l'élément mené peut être relié directement à l'arbre de sortie à une vitesse convenable de ce dernier.

4. Une commande du changement de rapport en équilibrant la force réactive des galets en ligne avec l'axe d'inclinaison par (a) un piston hydraulique ou (b) un dispositif mécanique. Un mouvement le long de l'axe d'inclinaison du support des galets dans un plan perpendiculaire à l'axe principal dans une direction engendre une action hélicoïdale susceptible d'accroître le rapport et de le diminuer dans l'autre direction. Un changement du rapport produit un changement de la force réactive qui déplace le support des galets axialement, de manière à atténuer ou arrêter le mouvement hélicoïdal.

5. Un réglage de la pression de contact des galets proportionnellement à la force réactive par un dispositif hydraulique.

6. Un dispositif pour nettoyer et/ou enduire les surfaces de friction.

7. Un embrayage limiteur de couple pour protéger les contacts à effet de traction d'un glissement dû à des impulsions transitoires d'un couple excessif.

L'invention propose un dispositif efficace permettant d'adapter les vitesses d'éléments mécaniques à grande inertie dans une grande plage de rapports d'une façon précise et éventuellement automatique.

A titre d'exemples on peut citer :

1. Des véhicules comportant des sources d'énergie qui fonctionnent le plus efficacement dans une plage assez étroite de vitesses, par exemple une turbine à gaz à un seul arbre.

2. Des véhicules équipés d'installations motrices hybrides, par exemple un moteur entraînant un volant à grande vitesse. Un tel moteur d'un type quelconque n'aurait besoin de produire que l'énergie suffisante pour entraîner le véhicule à une vitesse maximale soutenue. Lorsque la puissance maximale

n'est pas nécessaire, l'énergie en excès serait emmagasinée dans le volant et extraite au besoin pour l'accélération, grimper une pente ou une élévation de la vitesse pour un dépassement. Le moteur pourrait fonctionner à un rendement maximal, éventuellement par intermittence. Le système de refroidissement et les dispositifs réduisant les émissions de gaz polluants serait beaucoup plus petit et fonctionnerait dans des conditions beaucoup plus régulières. Un freinage par réaction redistribuerait de grandes quantités d'énergie au volant. Ceci réduirait, dans une large mesure la consommation en carburant des automobiles, des autobus urbains et des camions roulant sur terrains accidentés.

3. Des véhicules alimentés par batterie équipés de moteurs à vitesse constante et d'un freinage par réaction.

4. Emmagasiner au moyen d'un volant d'inertie de l'énergie électrique d'une génératrice pendant les périodes de charge normale.

5. Emmagasiner au moyen d'un volant d'inertie de l'énergie du vent ou du soleil pour entraîner des génératrices électriques à une vitesse constante.

Selon la présente invention, la transmission par galet de friction comporte des galets coniques convexes qui sont en contact avec des surfaces opposées d'un élément menant et d'un élément mené, lesdites surfaces présentant une configuration telle que les lignes tangentes à la périphérie des galets et aux surfaces opposées des pistes de roulement convergent à l'intersection des axes de rotation des galets et de l'axe commun des éléments en tous points des galets, et ne nécessitant pas de lubrification, un dispositif destiné à appliquer et à enlever une matière de nettoyage et/ou de conditionnement pour éviter un encrassement des surfaces de frottement et à appliquer une matière de revêtement afin de maintenir ou d'accroître le coefficient de friction, et un dispositif pour empêcher le glissement des surfaces de contact à effet de traction par suite d'un couple excessif.

L'invention sera décrite plus en détail en regard des dessins annexés à titre d'exemples nullement limitatifs et sur lesquels :

la figure 1 est une coupe longitudinale d'une transmission par galet de friction selon l'invention ;

la figure 2 représente schématiquement une partie de la transmission de la figure 1 ;

la figure 3 est une coupe suivant la ligne 3-3 de la figure 1 ;

la figure 4 est une coupe longitudinale partielle d'une transmission selon l'invention montrant les éléments dans une position différente ;

la figure 5 est une coupe longitudinale partielle d'une transmission de la technique antérieure ;

la figure 6 est une coupe partielle suivant la ligne 6-6 de la figure 5 ;

la figure 7 est une coupe longitudinale partielle d'une autre forme de réalisation de la technique antérieure ;

la figure 8 est un diagramme de l'inclinaison des galets par rapport à la vitesse ;

la figure 9 est une coupe partielle suivant la ligne 9-9 de la figure 1 ;

la figure 10 est une coupe partielle d'une partie de la transmission représentée sur les figures 1 et 9 ;

les figures 11 et 12 sont des diagrammes du développement géométrique des contours des pistes de roulement de la transmission selon l'invention ;

la figure 13 est une coupe longitudinale d'une transmission par galet de friction selon l'invention, qui est analogue à celle de la figure 1, mais comporte des caractéristiques supplémentaires.

la figure 14 est une coupe suivant la ligne 14-14 de la figure 13 ; et

la figure 15 est une coupe suivant la ligne 15-15 de la figure 13.

La figure 1 représente une coupe dans un plan comprenant l'axe de l'arbre principal 106, d'un arbre mené 116 et d'un galet 103. Un disque 101 est relié par cannelures à l'arbre 106 et est ajusté au moyen d'un écrou 107. Un disque 102 est monté sur l'arbre 106 par un palier de butée 143. Le disque 101 présente une piste annulaire de roulement 31, de forme torique, faisant face à une piste de roulement 32, de même configuration, du disque 102. Un siège des galets 103 est en contact avec les pistes 31 et 32 en des points désignés par 30. Chaque galet est maintenu dans un support 104 et tourne sur un palier 105. Comme on le voit sur les figures 1 et 9, chaque support de galet comporte des tourillons 135 qui sont supportés, comme on le décrira

en se référant à la figure 9, de façon à permettre au support et à son galet de basculer selon les besoins autour d'un axe 37. Cet axe se trouve dans un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre menant 106 et est perpendiculaire au plan du dessin de la figure 1. La figure 2 représente un galet 103 qui a basculé autour de cet axe.

Lorsque le disque menant 101 tourne dans une direction au contact des galets 103, le disque mené 102 est mis en rotation dans la direction opposée, à une vitesse qui est fonction de l'inclinaison des galets 103. La figure 9 représente un dispositif destiné à régler et à modifier l'inclinaison.

Selon une caractéristique essentielle de l'invention, les lignes tangentes aux surfaces de contact des galets 103 et des pistes de roulement 31 et 32 convergent à l'intersection des axes de rotation des galets 103 et de l'arbre 106 au point 40. Il en résulte une véritable action de roulement de la même façon que des cônes ayant un sommet commun. Ceci se vérifie quel que soit l'angle d'inclinaison, comme le montrent également les figures 2, 4 et 12.

Les figures 5 et 6 représentent une forme de réalisation de la technique antérieure, comme celle décrite dans le brevet des Etats-Unis d'Amérique N° 1 844 464 et montrent l'effet qui est différent d'un roulement parfait. Dans de telles constructions, les zones de contact du galet 3a sont directement en regard d'une ligne passant par l'axe de basculement 37a. Ceci se traduit par un effet dit de tournoisement ou "spin". Il est à noter qu'il ne se produit pas de contact "ponctuel". Tout contact entre deux objets massifs déforme les surfaces et constitue une "zone" de contact. La dimension et la forme de la zone déformée dépend des contours des surfaces, de la résistance et de l'élasticité des matériaux et de la pression appliquée. La figure 6 montre un contact circulaire 30a à une distance nominale 39c de l'axe de l'arbre 106. On présume que cette distance établit le rapport entre la piste de roulement 31a et le galet 3a. Cependant, d'autres points de cette zone se trouvent à des distances différentes comme ceux désignés par 39a et 39b, ce qui a tendance à établir des rapports différents. En conséquence, il doit se produire un glissement en tous points



ne se trouvant pas sur l'arc d'un seul rayon. Ainsi, il se produit un tournoiement ou "spin" sensiblement comme si la piste de roulement 31a tournait sur le galet autour du centre de la zone de contact.

5 Ce tournoiement a deux effets graves : (1) une usure, à moins de prévoir une bonne lubrification, qui réduit la force de traction de laquelle dépend la transmission et (2) un glissement produit sur une grande partie de la zone, en plus de la force de traction, réduit la force effective de  
10 traction et tend à provoquer un glissement important.

La figure 7 montre une forme de réalisation de la technique antérieure, comportant un galet 3b, c'est-à-dire un galet conique de forme convexe, comme décrit dans le brevet des Etats-Unis d'Amérique N° 2 619 841, fonctionnant dans des  
15 pistes de roulement dont les profils sont des arcs de cercles. Les lignes tangentes aux surfaces de contact convergent aux points 40b, qui se trouvent sur un arc de cercle qui croise l'axe de l'arbre 106, de façon que les points 40b ne coïncident pas avec les points 36b correspondant à l'intersection des axes. Ceci  
20 réduit le "spin", mais ne le supprime pas. Les angles 38a et 38b des figures 5 et 7 sont des mesures du spin.

Un procédé de réalisation des contours des pistes de roulement pour assurer une action de véritable roulement est décrit dans le brevet des Etats-Unis d'Amérique N° 2 734 389.  
25 La présente invention concerne une combinaison des caractéristiques nécessaires pour l'application pratique de ce concept.

Selon l'invention, comme on le voit sur la figure 4, un galet comportant une bordure conique convexe fonctionne dans des pistes de roulement 31c et 32c dont les contours sont  
30 réalisés de façon que les lignes tangentes aux surfaces de contact convergent toujours de façon à se rencontrer à l'intersection des axes de rotation du galet 3c et de l'arbre 106, c'est-à-dire aux points 36c et 40c.

Les figures 11 et 12 montrent la géométrie du galet  
35 3 et des pistes toriques de roulement 31 et 32, les axes de l'arbre menant 106, l'axe de basculement 37 du galet, les centres de contact 30 du galet et de la piste de roulement, l'intersection

36 de l'axe du galet et de l'axe 6 et le point de convergence  
40 sur l'axe du galet des lignes tangentes aux surfaces en  
contact. Sur ces diagrammes, les points 36 et 40 coïncident.  
Ces lignes tangentes représentent des éléments de cônes con-  
5 jugués.

Sur le diagramme, les lettres majuscules repré-  
sentent les longueurs des lignes et les lettres minuscules re-  
présentent les angles.

A = distance entre l'axe 6 de l'arbre menant et  
10 l'axe de basculement 37 ;

C = rayon de la bordure convexe du galet ;

a = angle formé entre l'axe du galet et une ligne  
passant par l'axe de basculement 37 et le centre du rayon C ;

B = distance entre l'axe de basculement du galet  
15 et le centre du rayon C.

Les valeurs ci-dessus sont des constantes.

Les valeurs suivantes varient en fonction de l'angle de bascu-  
lement de l'axe du galet :

b = angle de basculement de l'axe du galet ;  
20 E = distance sur l'axe du galet entre les points  
37 et 40 ;

E = A sécante b ;

F = distance entre le point 40 et le centre du  
rayon C ;

25 H et J sont les côtés d'un triangle rectangle pré-  
sents un angle a au point 37 ;

j = angle dont la tangente =  $\frac{H}{E-J}$  ;

F = (E-J) sécante j ;

c = angle dont le sinus est égal à  $\frac{C}{F}$  ;

30 c + j = angle formé entre l'axe du galet et l'élément  
du cône conjugué qui est tangent aux surfaces de contact ;

e = angle formé entre la ligne tangente aux surfaces  
de contact et une ligne parallèle à l'axe 6 de l'arbre menant  
passant par le point 37 ou l'angle à partir de l'axe 6 proprement  
35 dit ;

e =  $90^\circ + (b-c-j)$  ;

k = angle compris entre une ligne passant par le  
point 37 et le centre du rayon C et une ligne passant également

par le centre du rayon C qui est perpendiculaire à l'élément du cône au point de tangence ;

$$k = 90^\circ - (a+c+j).$$

L'angle k représente le décalage du centre de contact 30 sur la bordure du galet au fur et à mesure que ce dernier bascule.

Si cette ligne perpendiculaire à l'élément de cône au point de tangence est prolongée de façon qu'elle passe par le centre de rayon C pour couper l'axe du galet aux points P, le point P est alors le centre instantané de basculement au lieu de l'axe mécanique au point 37. Le point P est décalé à mesure que le galet bascule, en se déplaçant au-dessus ou au-dessous de l'axe 37, à mesure que l'angle k change, en devenant positif ou négatif.

Les points situés sur la courbe torique peuvent être positionnés comme des jonctions des cordes successives. L'angle  $e_c$  d'une corde est une valeur moyenne entre les angles  $e_n$  et  $e_{n+1}$  déterminée à partir de petits incréments de l'angle b. Ainsi,

$$e_c = \frac{e_n + e_{n+1}}{2}$$

Comme on le voit sur la figure 11,  $X_0$  et  $Y_0$  sont les valeurs pour  $b = 0$ .

$$X_0 = B \sin a + C \sin e_0.$$

$$Y_0 = -(B \cos a + C \cos e_0).$$

La figure 12 montre que le galet est incliné par rapport à la position centrale d'un incrément  $\Delta b$ . Dans ce cas,  $e_n$  est égal à  $e_0$ . La longueur K de chaque corde est la suivante :

$$K = 2B \sin \frac{\Delta b}{2} \cos k_c + 2C \sin \frac{\Delta e}{2},$$

comme on le voit sur le diagramme sur lequel :

L est égal au premier terme et 2M au second terme.

Dans ce cas, l'angle  $k_c$  est la valeur en rapport avec  $e_c$ .

L'incrément  $\Delta X = K \cos e_c$  et  $\Delta Y = K \sin e_c$ .

$$\text{Alors } X = X_0 + \sum_{\pm b \text{ max}}^{b=0} \Delta X \quad \text{et}$$

$$Y = Y_0 + \sum_{\pm b}^{b=0} \Delta Y$$

Ainsi, la courbe commence à la position zéro ou  
 5 médiane du galet et est engendrée par des cordes successives à  
 l'angle  $e$  en suivant le contour de la bordure du galet, au fur  
 et à mesure que ce dernier bascule dans l'une ou l'autre di-  
 rection en s'approchant de la courbe voulue comme limite. Ceci  
 permet d'atteindre le but principal consistant à aligner les  
 10 surfaces en contact avec les éléments de cône ayant un sommet  
 commun.

Les coordonnées X-Y de la courbe peuvent être  
 calculées avec toute précision voulue en résolvant les équations  
 ci-dessus sur la base des petits incréments de l'angle  $b$ .

En se référant à nouveau à la figure 1, les arbres  
 15 106 et 116 sont supportés par des paliers 111 et 143 qui sont  
 montés dans un logement 166. L'écrou 107 ajuste les disques  
 101 et 102 à un écartement fixe et précis. Le palier 111 est  
 destiné à maintenir les disques 101 et 102 en relation correcte  
 20 avec les galets 103 au fur et à mesure que les forces de poussée  
 varient avec l'inclinaison des galets. La pression exercée sur  
 les surfaces 30 produit une force de poussée le long de l'axe  
 du galet 103 que le support 105 absorbe ainsi que la charge  
 radiale engendrée par les forces de traction. Le palier 143  
 25 est destiné à supporter les forces ayant tendance à séparer les  
 disques 101 et 102 dans le sens de l'axe de l'arbre menant 106.

Comme indiqué précédemment, l'axe de bascule-  
 ment est décalé légèrement si le centre instantané de bascule-  
 ment P ne coïncide pas avec l'axe mécanique de basculement 37  
 30 lorsque le galet 103 bascule. Il faut prévoir un dispositif comme  
 celui représenté sur la figure 9 dans le mécanisme destiné à  
 commander et à positionner les galets 103 pour permettre ce  
 décalage et pour maintenir en même temps une pression convenable  
 dans le sens de l'axe du galet de manière à créer la traction  
 35 nécessaire. Cette pression doit être appliquée dans le sens  
 de l'axe du galet suivant un certain angle pour égaliser les  
 pressions de contact sur le galet aux points 30. Ceci ne peut  
 pas se faire en appliquant une pression dans le sens de l'arbre

menant 106 à cause de la différence des angles de contact sur les disques 101 et 102. Suivant des angles extrêmes de basculement, l'angle de contact mesuré à partir de l'axe de l'arbre 106 peut être aussi faible que  $15^{\circ}$ , tandis que l'autre est de  $55^{\circ}$ . La pression de contact est inversement proportionnelle au sinus de l'angle, de sorte que la pression sous le plus petit angle pourrait être trois fois supérieure à l'autre.

La figure 1 représente un support 105 pour le galet 103, dans lequel la piste de roulement interne 148 peut se mou-  
voir dans une direction perpendiculaire à l'axe du galet dans un plan radial par rapport à l'axe de l'arbre principal 106. Un plongeur presseur 108 comporte un tenon 108A qui pénètre dans une gorge ménagée dans la piste interne 148. Un bouchon 169 ferme l'extrémité de cette gorge. Le plongeur 108 est aligné par de multiples ressorts de diaphragme 149 et 152. Ces ressorts peuvent être réalisés de manière à appliquer une force sensiblement uniforme dans une plage qui compense la composante axiale du déplacement du centre de basculement. Dans certaines applications dans lesquelles la charge est pratiquement uniforme, l'utilisation de tels ressorts seule peut être satisfaisante. Toutefois, pour des applications comme la propulsion d'un véhicule dans laquelle il se produit une grande variation de la charge, si la pression était maintenue toujours à la valeur maximale, la durabilité des paliers et autres organes pourrait être réduite.

Les figures 1 et 9 représentent une forme de réalisation dans laquelle la majeure partie de la charge exercée sur les galets 103 est due à une pression hydraulique proportionnelle à la charge d'entraînement appliquée. Le plongeur 108 constitue le noyau d'un piston. Une faible charge initiale est appliquée par les ressorts de diaphragme. Sur les figures 1 et 9, les ressorts 152 sont isolés par un joint en caoutchouc 153 et maintenus par une bague 154. Les ressorts augmentent la surface efficace du piston. Ce dernier est maintenu en alignement axial par les ressorts étroitement ajustés. Deux goujons de guidage 155 empêchent toute rotation. Les tourillons 135 du support de galet sont montés dans des paliers comprenant des rouleaux 156 et des pistons 128 et 129 qui sont eux-mêmes supportés et centrés par des ressorts de diaphragme 150. Des billes 159 constituent des paliers de butée. Les ressorts 150 sont maintenus dans une console 127

par une bague 125 et sont isolés par un joint en caoutchouc 151. Un prolongement de chaque piston s'ajuste dans un alésage de la console 127 pour assurer l'alignement et constitue un amortisseur. Un petit orifice 76 règle l'action de l'amortisseur.

5 Un joint 157 et une entretoise 158 confinent les rouleaux 156.

Les pistons déplacent le support de galet dans un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre principal 106, de façon que l'axe du galet soit décalé d'une quantité déterminée 67 par rapport à l'axe de l'arbre principal 106, comme on le

10 voit sur la figure 10. Les rouleaux 156 permettent au support de galet de basculer et les ressorts 150 lui permettent de se décaler axialement avec un minimum de frottement statique.

Sur la figure 10, si l'on considère que le disque 101 tourne dextrorsum et que le support et son galet 103 sont

15 décalés vers la gauche, le galet qui est en contact au point 30 suit un trajet hélicoïdal qui augmente la distance radiale 68 par rapport au centre du disque 101. Inversement, la distance radiale du contact opposé entre le galet et le disque 102 diminue. Cette hélice est une circonvolution présentant un rayon

20 de base égal au décalage 67, de sorte que l'avance pour chaque révolution est égale à  $2 \pi$  fois le décalage. Evidemment, ce décalage peut être très rapide.

Si la vitesse de révolution du disque 101 est sensiblement constante, par exemple avec un volant, et si l'arbre

25 de sortie est relié, par exemple, aux roues motrices d'un véhicule, la force d'entraînement réagissant sur les galets 103 augmente en tendant à déplacer le support 105 du galet vers la droite, de manière à réduire ou à interrompre le basculement. La pression hydraulique exercée sur le piston 128

30 est compensée par la force de réaction s'exerçant sur le galet 103, en constituant ainsi un moyen réglable pour accroître ou réduire le rapport. De cette manière, la pression s'exerçant sur le piston opposé 129 peut être utilisée pour équilibrer la force de réaction sur le galet 103 afin de ralentir le véhicule ou de régler sa vitesse lors d'une descente. La figure 9

35 montre trois galets 103 et trois paires de pistons. Des orifices 141 transmettent la pression aux pistons "d'entraînement" et des orifices 142 aux pistons "de retard", chaque série d'orifices

étant reliée par un collecteur à un distributeur de commande 170.

Sur la figure 9, la pression exercée par deux pistons de commande 128 et 129 est transmise par des tubes de liaison 162 au piston presseur 108 proportionnellement à la charge d'entraînement. Une valve sélectrice 160 admet le fluide du côté haute pression, mais ferme l'autre côté en venant au contact d'un siège 161 prévu de ce côté. Chaque tube de liaison est isolé par des joints annulaires 163 du piston et du support de galet.

Il est particulièrement important d'éliminer toute friction statique lors du décalage axial du support de galet, afin d'obtenir un réglage régulier et précis du rapport.

Comme on le voit sur la figure 9, une pompe 171 distribue un fluide hydraulique sous pression à un distributeur 170 qui règle la pression délivrée à un collecteur 141A qui est relié aux orifices 141 "d'entraînement" et au collecteur 142 A relié aux orifices 142 de "retard". La pompe 171 prélève le fluide dans un réservoir 174 par l'intermédiaire d'un tube 172. Le fluide à basse pression est ramené dans le réservoir par un tube 173.

Dans un système de propulsion de véhicule, par exemple, le distributeur 170 peut recevoir par l'intermédiaire d'un certain nombre de conducteurs 175 des signaux tels qu'une commande fournie par le conducteur du véhicule, la vitesse du moteur, le couple du moteur tel qu'il est déterminé par la pression de réaction à partir des collecteurs 141A et 142A en liaison avec le rapport de démultiplication qui est déterminé par la position inclinée du galet. Cette information peut être agencée en fonction d'un programme qui détermine la vitesse et le couple du moteur pour une consommation minimale du carburant. Dans d'autres applications, d'autres données pourraient avoir leur importance pour la commande.

En revenant à la figure 1, un joint statique 109 est en contact avec le disque 101 et l'arbre 106, un joint mobile 123 est monté sur le disque 102 et est en contact avec l'arbre 106, un joint 120 est monté dans le logement 166 pour isoler l'entretoise de portée 110 et un joint 124 isole la piste interne de roulement 148 du galet 103. La bordure du disque 102 est con-

figurée de façon à constituer une chicane et une bague d'étanchéité conformément à la configuration du logement 166.

Bien que l'espace dans lequel les éléments de friction fonctionnent soit isolé et vidangé, il peut se produire  
5 un certain encrassement des surfaces de frottement au bout d'une longue période en l'absence d'un bain d'huile. En conséquence, l'invention prévoit un moyen permettant d'éliminer cet encrassement.

Il est également possible d'accroître le coefficient de frottement en appliquant des matières de revêtement  
10 sur les surfaces de friction, éventuellement en combinaison avec des matières de nettoyage.

S'il devait se produire un glissement aux contacts à effet de traction sans lubrification, il pourrait  
15 être très dommageable. Ce glissement pourrait être provoqué par des impulsions transitoires d'un couple élevé dans la ligne d'entraînement d'un véhicule par suite des irrégularités de la route. Une bosse comprime le pneumatique d'une roue motrice, en réduisant son rayon et en accélérant sa rotation. A cette  
20 accélération s'oppose l'inertie du véhicule. Un effet analogue pourrait être produit par le rebondissement rythmé de la roue. Il existe sans aucun doute d'autres conditions transitoires et anormales qui pourraient provoquer des impulsions de couple excessif.

Comme décrit précédemment en se référant aux  
25 figures 1 et 9, la pression exercée sur le piston du galet est déterminée par le couple d'entraînement par l'intermédiaire d'une pression hydraulique dans une forme de réalisation de l'invention. Ainsi, la pression exercée sur les contacts à effet  
30 de traction serait faible sous une faible charge d'entraînement. La pression hydraulique augmenterait en réponse à une augmentation du couple, toutefois, elle ne peut pas augmenter d'une façon suffisamment rapide pour empêcher un glissement momentané. Les ressorts de diaphragme qui alignent les pistons des galets  
35 appliquent une charge initiale auxdits galets, ce qui ajoute un facteur de sécurité à l'encontre d'un glissement sous faible charge.

Dans une autre forme de réalisation de l'invention,



comme celle représentée sur les figures 13 et 14, la pression exercée sur les galets est produite seulement par les ressorts. Dans cette forme de réalisation, le rayon effectif du tore mené pourrait être petit par suite d'une position des galets correspondant à un rapport élevé (prise directe). La transmission se-  
5 rait conçue pour ne délivrer un couple maximal aux roues motrices qu'à un faible rapport auquel le rayon effectif du tore mené serait proche de sa valeur maximale, de sorte que la pression exercée sur le galet pourrait ne pas être suffisante pour empêcher  
10 un glissement au faible rayon effectif du tore mené.

En conséquence, il est nécessaire de prévoir un embrayage limiteur de couple sur la ligne d'entraînement ou de transmission. Le couple de glissement de l'embrayage pourrait être régulé de façon à transmettre le couple maximal du moteur  
15 à n'importe quel rapport, mais de façon à glisser ou patiner lorsque le couple à transmettre à un moment quelconque augmente brusquement.

Un distributeur 140 représenté sur la figure 15 remplit une autre fonction en plus du réglage du rapport, à savoir la fonction de réglage de la pression hydraulique exercée  
20 sur l'embrayage protecteur de la ligne de transmission. Un conduit 100 est relié au conduit 100' de la figure 13 et délivre une pression proportionnelle au couple imposé à l'arbre dans lequel l'embrayage est installé.

L'embrayage protecteur est représenté sur la figure 25 13 sur laquelle l'arbre de sortie 126 est relié par cannelures à un carter 96 d'embrayage qui contient un piston 97. Les disques menants d'un embrayage 98 à disques multiples sont reliés par cannelures au carter 96. Les disques menés de l'embrayage  
30 98 sont reliés par cannelures à un arbre secondaire de sortie 99. Le fluide sous pression est délivré par le conduit 100' et un manchon 95 au piston 97. Des bagues d'étanchéité 121, 122 et 132 empêchent toute perte de pression.

Bien que le dessin représente l'embrayage protecteur sur l'arbre de sortie de la transmission, il peut être  
35 monté sur l'arbre d'entrée. L'embrayage à disques multiples pourrait être remplacé par tout autre dispositif qui permettrait une rotation relative ou "patinage" lorsqu'il est soumis à un couple trop élevé d'une quantité déterminée. L'expression  
40 "embrayage protecteur" englobe un tel dispositif.

Le couple de glissement de l'embrayage protecteur doit être supérieur au couple délivré par le moteur ou la transmission, mais inférieur à celui qui provoquerait un glissement aux contacts à effet de traction de la transmission. Etant donné  
5 que le coefficient de frottement des disques de l'embrayage peut varier d'une façon considérable, il faut prévoir un facteur de sécurité dans la détermination du coefficient de frottement aux points à effet de traction de la transmission.

La figure 13 représente un système de nettoyage  
10 et de revêtement des surfaces de frottement, qui comprend une pompe 176 refoulant un fluide de nettoyage ou une matière de revêtement par l'intermédiaire de conduits 178 et 179 dans des ajutages 180. Le fluide ou autre matière est prélevé par un conduit 177 dans un réservoir 188 et est évacué du carter 165 par  
15 un conduit 181. La pompe 182 aspire les vapeurs de carter 165 et les évacue par un conduit 183 dans l'atmosphère ou dans un système destiné à réduire les émissions des gaz polluants. La rotation des éléments 101 et 102 et le basculement des galets 103, lorsque l'embrayage est débrayé, répartit la matière sur  
20 les surfaces de frottement.

Des agents convenables de nettoyage pourraient être des solvants, des solutions de détergents, des suspensions de particules solides ou des solutions modérément corrosives. Des matières appropriées de revêtement pourraient être des films  
25 extrêmement minces de résine, de vernis, de poudres métalliques, etc.

Les opérations de nettoyage et de revêtement pourraient être effectuées périodiquement en fonction du temps ou du kilométrage parcouru par commande manuelle ou automatique  
30 ou éventuellement selon un processus continu.

Les figures 13 et 14 représentent une broche 138 qui remplace le piston 108 du galet. Des ressorts multiples de diaphragme imposent une force sensiblement uniforme aux galets. Des entretoises 185 et 186 séparent deux groupes de ressorts  
35 184 pour former une large base pour l'alignement de la broche 138. Un trou taraudé dans la broche permet d'utiliser une vis de rétraction pendant le montage. Un bouchon 187 du support 164 ferme un trou d'accès. Le support 164 et les pistons 130 et

131 ne présentent pas de trous de liaison pour la commande hydraulique de la pression exercée sur le galet.

La figure 15 est une coupe transversale du galet et de son support et montre un prolongement 138A de la broche du galet dans une piste interne de roulement 148 permettant un mouvement latéral. Le prolongement 108A de la figure 1 est analogue à celui désigné par 138A.

Le disque 102 présente un prolongement 144 ayant des cannelures 145. Un collier 115 de décalage comportant des dents 146 est monté coulissant sur ces cannelures. Dans un train d'engrenages planétaires, des pignons 117 sont montés sur des arbres 118 fixés dans une cage à l'extrémité de l'arbre 116. Les pignons sont maintenus en place par des rondelles de butée 73. La bride de l'arbre 116 présente des dents 133 qui peuvent engrener avec les dents 146 du collier 115. Un manchon 114 présentant une bride garnie de dents 134 pouvant venir en prise avec les dents 146 du collier 115 tourillonne dans le prolongement 144 du disque 102. La surface interne du manchon 114 présente des dents qui engrènent avec les dents de pignons satellites 117. Le manchon 114 est maintenu en place par des rondelles de butée 74 et 75. Un prolongement de l'arbre 106 comporte des dents 147 qui engrènent avec les pignons 117. Un prolongement supplémentaire de l'arbre 106 s'ajuste dans un palier 119 contenu dans l'arbre 116. La figure 3 représente une coupe transversale de ces engrenages planétaires.

Lorsque le collier 115 est dans la position représentée, le manchon 114 doit tourner avec le disque 102 en actionnant les engrenages planétaires. Ceci réduit la vitesse de l'arbre de sortie 116 par rapport à la vitesse du disque 102 qui est entraîné par les galets 103 et le disque 101. Lorsque le rapport entre le disque 102 et le disque 101 est réduit au rapport des engrenages planétaires en inclinant les galets 103 en direction de la position représentée sur la figure 2, la rotation de l'arbre 116 est arrêtée. Il en résulte une position neutre ou immobilisation. Si les galets sont inclinés davantage de façon à réduire le rapport entre les disques 102 et 101, la rotation de l'arbre 116 est inversée. Si les galets sont inclinés à partir de la position neutre, de façon à accroître

le rapport entre les disques 102 et 101, il en résulte un mouvement de l'arbre 116 en marche avant. Ainsi, il est possible de mettre en marche un véhicule, de l'arrêter ou de le déplacer en marche arrière d'une façon régulière sous la commande de  
5 la transmission.

Au fur et à mesure que le déplacement en marche avant s'accélère, on atteint une vitesse à laquelle le collier 115 peut être déplacé vers la droite pour engrener avec les dents 133 de la bride de l'arbre 116 en le reliant directement  
10 au disque 102 et en permettant aux engrenages planétaires de tourner fous. Lorsque cette manoeuvre est effectuée, il est nécessaire de faire basculer les galets pour obtenir un rapport approprié entre les disques 102 et 101.

La figure 8 représente un exemple possible. Sur  
15 le diagramme, l'angle de basculement des galets 103 est indiqué sur l'échelle 22. Une échelle hypothétique de parcours en kilomètres/heure est désignée par 70. La courbe 71 correspond à la vitesse en fonction de l'inclinaison lorsque les engrenages planétaires sont en fonctionnement. La courbe 71A indique la  
20 partie en marche arrière. La courbe 72 représente la vitesse en fonction du basculement, lorsque l'arbre 116 est en prise directe avec le disque 102. La référence 26 désigne la plage de chevauchement des courbes de vitesses dans laquelle un décalage peut être effectué sans changer les vitesses des dispositifs menant ou mené.  
25

Un simple dispositif de changement de vitesse du type à collier glissant est représenté à titre illustratif. Il est possible d'utiliser des dispositifs de synchronisation ou des embrayages à friction sous une forme très perfectionnée.

30 La présente invention concerne donc une transmission par galets de friction à rapport continuellement variable susceptible d'un véritable roulement qui n'exige pas de lubrification des surfaces à effet de traction. Ceci réduit fortement les pressions de contact nécessaires et permet d'utiliser des  
35 paliers de butée classiques de dimensions raisonnables. La présente invention peut s'adapter à toute commande manuelle ou automatique.

Il va de soi que la transmission décrite et représentée peut subir diverses modifications sans sortir du cadre  
40 de l'invention.

REVENDEICATIONS

1. Transmission par galets de friction, caracté-  
risée en ce qu'elle comporte un élément menant, un élément mené,  
un arbre commun, un dispositif de support desdits éléments pour  
5 qu'ils tournent autour de l'axe de l'arbre commun, lesdits éléments  
présentant des surfaces annulaires curvilignes tournées l'une  
vers l'autre, un palier de butée sur l'arbre commun, l'un des  
éléments étant monté sur ledit palier de l'arbre commun, un  
dispositif pour fixer les éléments axialement, de façon que les-  
10 dites surfaces annulaires soient à un écartement précis, au  
moins un galet en contact avec les surfaces, un dispositif pour  
supporter le galet, de façon que son axe coupe l'axe commun  
des éléments, ledit dispositif de support du galet présentant  
un axe de basculement dans un plan perpendiculaire à l'axe com-  
15 mun des éléments, la périphérie du galet ayant une forme conique  
généralement convexe, lesdites surfaces annulaires des éléments  
présentant une configuration telle que les lignes tangentes à  
la périphérie du galet et aux surfaces annulaires convergent pour  
se rencontrer à l'intersection de l'axe de rotation du galet et  
20 de l'axe commun des éléments dans toute position du galet, le-  
dit dispositif de support du galet permettant un mouvement axial  
et latéral pour épouser le contour non circulaire des surfaces  
annulaires, un dispositif destiné à appliquer une force au  
galet dans la direction de son axe, et un dispositif destiné à  
25 maintenir l'axe de basculement dans une position fixe par rapport  
à la position axiale des éléments de manière que le galet exerce  
des pressions de contact identiques sur les deux éléments.

2. Transmission selon la revendication 1, caracté-  
térisée en ce que le dispositif de support du galet comporte  
30 des tourillons qui supportent ce dernier pour qu'il tourne  
autour d'un axe perpendiculaire à l'axe du galet et des pistons  
associés au tourillon qui sollicitent ce dernier dans le sens  
de l'axe transversal.

3. Transmission selon la revendication 1, caracté-  
térisée en ce que le dispositif de support du galet comporte  
35 un dispositif hydraulique destiné à appliquer une force pro-  
portionnelle à la charge d'entraînement aux pistons afin de  
solliciter le galet dans le sens de son axe, et des diaphragmes

supportant les tourillons pour qu'ils ne se déplacent que le long dudit axe transversal.

4. Transmission selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce qu'elle comporte un dispositif destiné à  
5 appliquer une matière fluide aux surfaces.

5. Transmission selon la revendication 4, caractérisée en ce que ladite matière comprend une matière destinée à maintenir ou à accroître le coefficient de frottement.

6. Transmission selon la revendication 5, caractérisée en ce qu'elle comporte un dispositif destiné à enlever  
10 ladite matière des surfaces de frottement.

7. Transmission selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisée en ce qu'elle comporte un embrayage protecteur accouplé à ladite transmission pour empêcher un glissement des éléments de friction.  
15

8. Transmission selon la revendication 7, caractérisée en ce que le couple de glissement de l'embrayage protecteur est déterminé en fonction du couple normal transmis, afin que l'embrayage protecteur patine lorsque le couple transmis  
20 est augmenté dans des conditions transitoires ou anormales.

9. Transmission selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, caractérisée en ce qu'elle comprend un dispositif destiné à enlever la matière fluide.

10. Transmission selon la revendication 9, caractérisée en ce que le dispositif destiné à appliquer la matière et le dispositif destiné à l'enlever comprennent une pompe.  
25

11. Dans une transmission par galets de friction à rapport variable, comprenant des éléments coaxiaux menant et mené présentant des pistes toriques de roulement opposées  
30 ayant des surfaces de friction et des galets coniques convexes interposés, les pistes de roulement et les galets étant configurés de façon à établir un véritable contact de roulement de la même manière que des cônes ayant un sommet commun et un contact de frottement sensiblement sec, le procédé consistant à appli-  
35 quer une matière fluide aux surfaces de friction de la transmission après le montage de cette dernière.

12. Procédé selon la revendication 11, caractérisé en ce qu'il consiste à enlever la matière fluide desdites surfaces après le montage de la transmission.

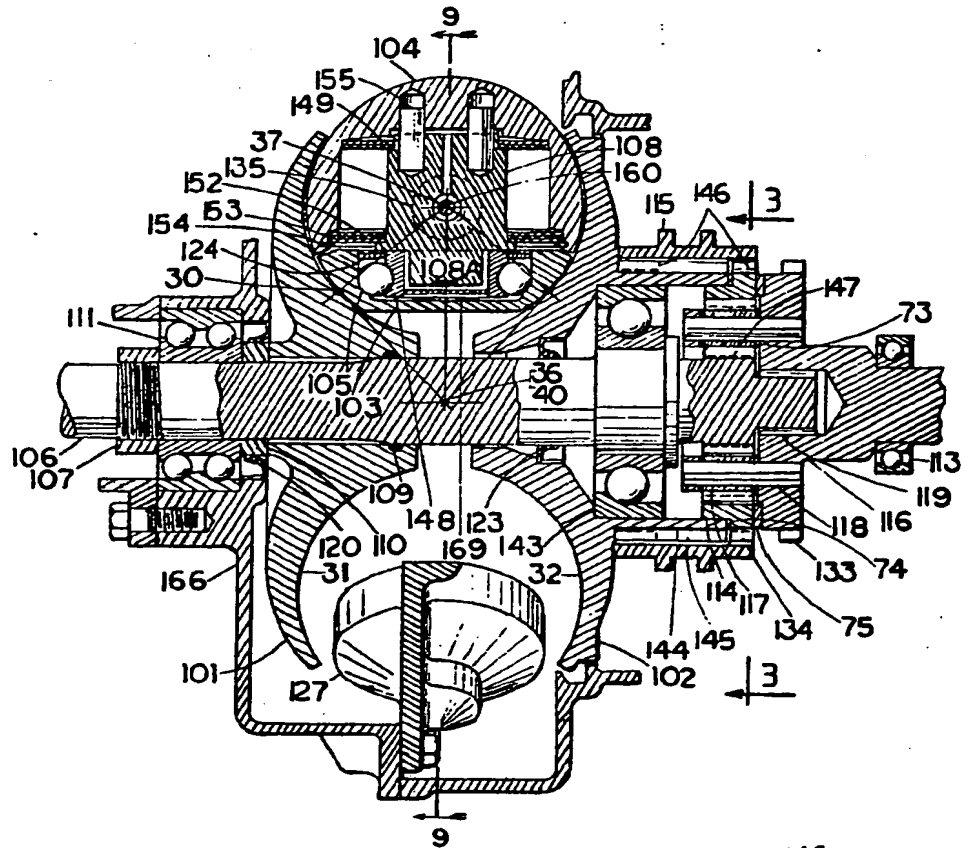


FIG. 1

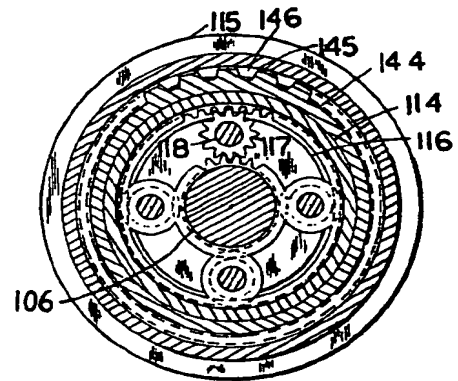


FIG. 3

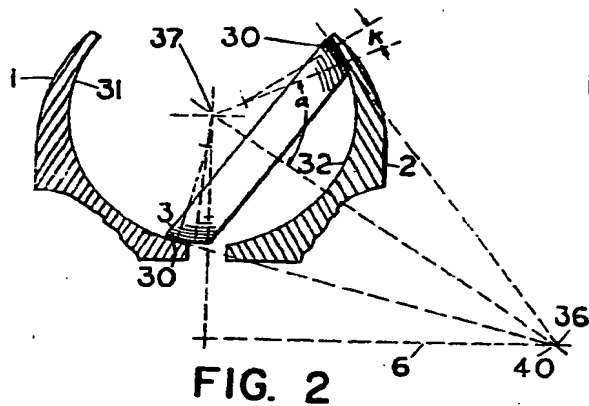
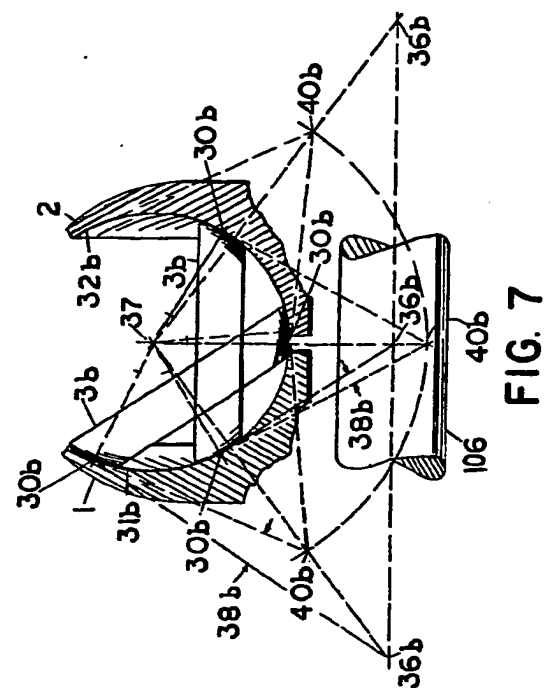


FIG. 2



**FIG. 7**

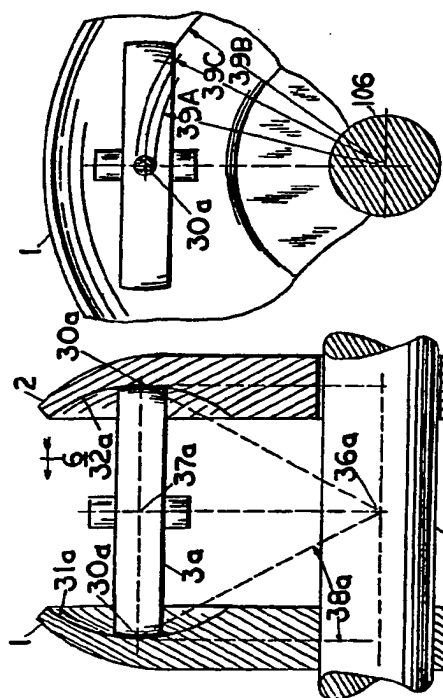
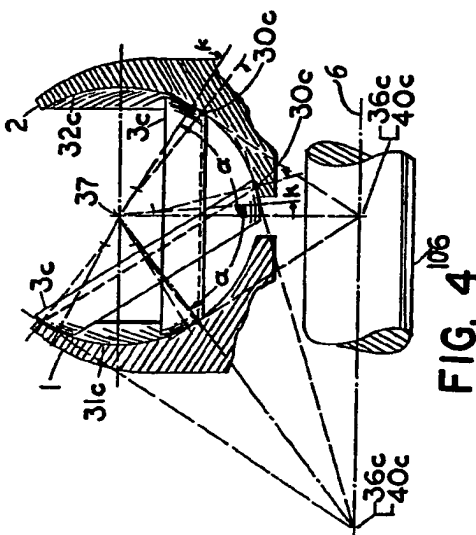


Fig. 6

FIG. 4<sup>106</sup>



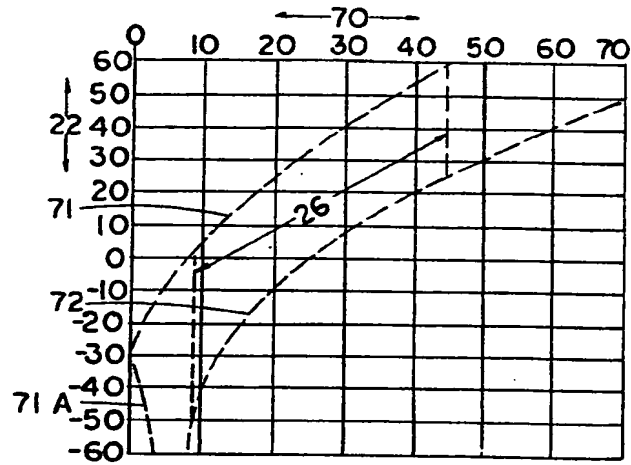


FIG. 8

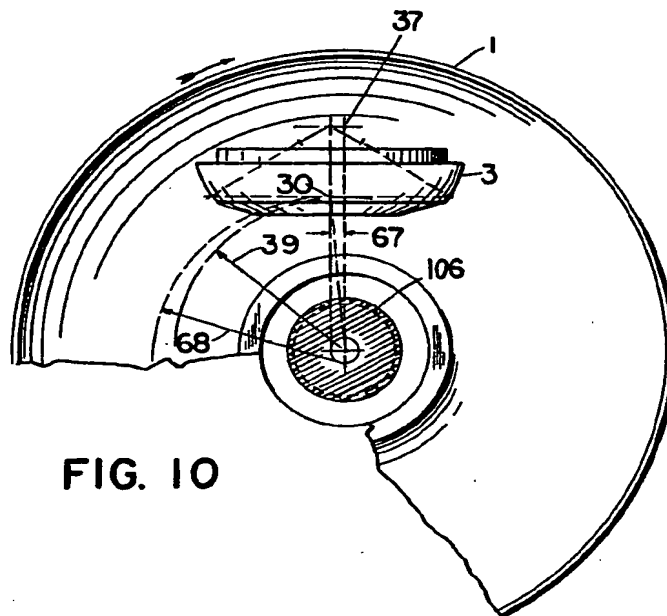
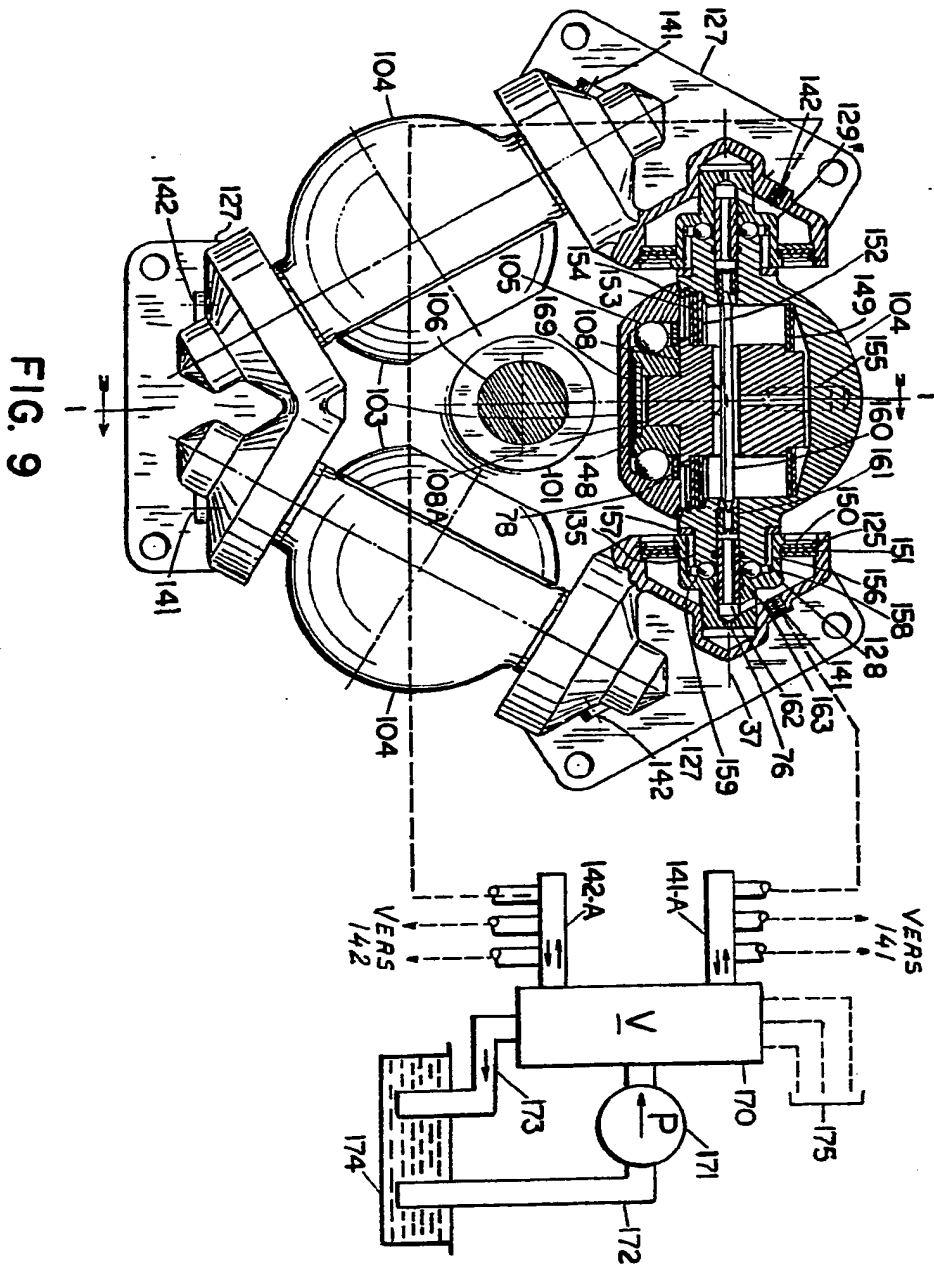


FIG. 10





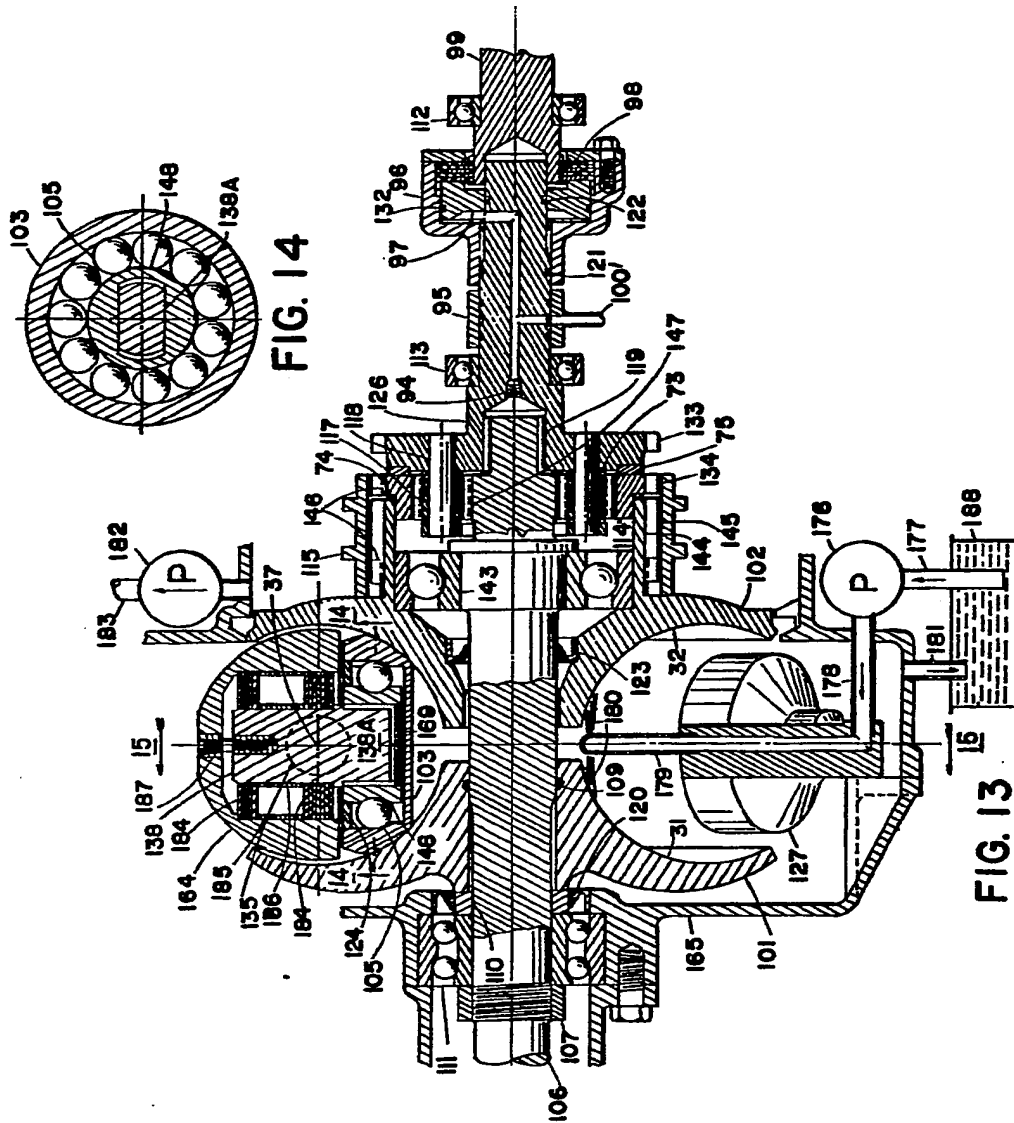
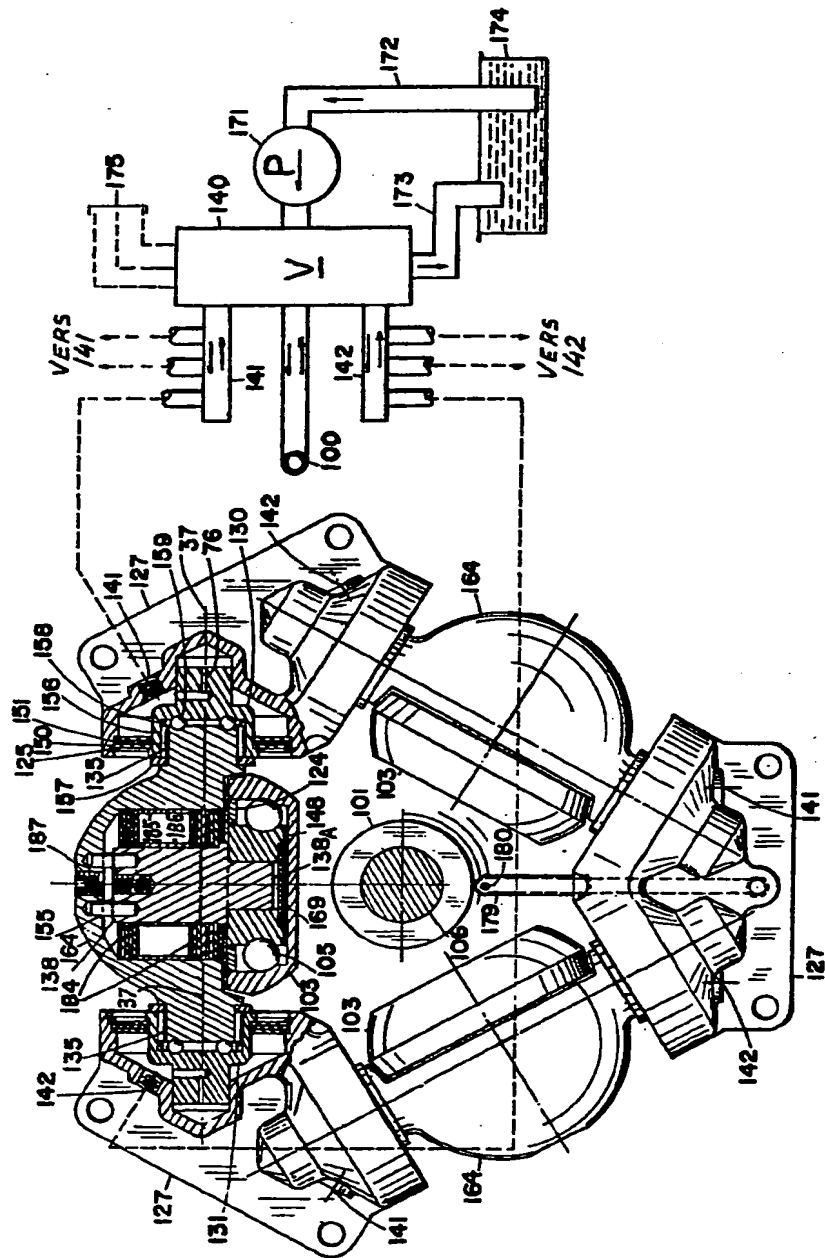


FIG. 14

FIG. 13



**THIS PAGE BLANK (USPTO)**